



Зимагулов Анас Хафизович

**КОМПЛЕКСНОЕ СНИЖЕНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ
НАГРУЗОК В РАБОЧИХ ПРОЦЕССАХ
МАШИННО-ТРАКТОРНЫХ АГРЕГАТОВ**

Специальность 05.20.01 - Технологии и средства механизации сельского
хозяйства

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
доктора технических наук

Казань - 2003

Работа выполнена на кафедрах «Тракторы и автомобили», «Эксплуатация МТП», «Безопасность жизнедеятельности и производственное обучение» при ФГОУ ВПО «Казанская государственная сельскохозяйственная академия».

Научный консультант:

член-корреспондент Академии наук РТ, Заслуженный деятель науки РФ, д.т.н., профессор Юлдашев Алмаз Киямович

Официальные оппоненты:

доктор технических наук, профессор Важенин Александр Николаевич
доктор технических наук, профессор Артемьев Владимир Григорьевич
доктор технических наук, профессор Тургиев Алан Каурбекович

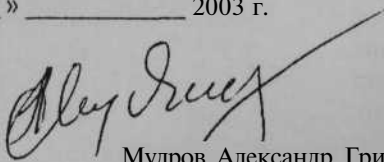
Ведущая организация: Татарский научно-исследовательский институт сельского хозяйства Республики Татарстан г. Казань

Защита диссертации состоится «28» ноября 2003 г. в 10 часов на заседании диссертационного совета ДМ 220.025.02 при ФГОУ ВПО «Казанская государственная сельскохозяйственная академия» по адресу: 420011, г. Казань, учебный городок Казанской ГСХА, УЛК ФМСХ, ауд.213.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Казанской ГСХА.

Автореферат разослан « ____ » _____ 2003 г.

Ученый секретарь
диссертационного совета,
д.т.н., профессор



Мудров Александр Григорьевич

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность проблемы. Для удовлетворения потребностей общества в продуктах растениеводства требуется повышение производительности и качества работы машинно-тракторных агрегатов (МТА). Это можно достичь путем увеличения мощности, рабочих скоростей, ширины захвата и снижения неустановившихся нагрузок (НН) в МТА.

Промышленность выпускает тракторы и сельскохозяйственные машины (СХМ) с тем расчетом, что они будут работать на стационарных режимах, а сельское хозяйство (с-х) и промышленность эксплуатирует их при НН.

Анализ исследований МТА показывает, что эффективные показатели снижаются при работе в нормальных условиях до 20%, а в экстремальных условиях - до 40% по сравнению с номинальными. Продолжительность неустановившихся режимов работы агрегата составляет 60...65% сменного времени. Из-за этого снижается производительность агрегата, повышается расход топлива и растут потери от недоиспользования мощности двигателя (коэффициент использования мощности составляет всего $\epsilon = 0,4...0,5$). В России затраты энергии на единицу с-х продукции в 3-4 раза выше, чем в других промышленно развитых странах. В связи с этим возникает проблема снижения НН.

Работа выполнялась в рамках тематических планов научных исследований Казанской ГСХА и РСХАН по теме: «Разработка технологических, технических и организационных решений по энергосбережению и улучшению условий труда на сельскохозяйственных агрегатах и в производстве инженерного комплекса», координационным планом 0.51.03. «Разработать и внедрить комплексные системы увеличения производства продовольственного зерна высокого качества по зонам п. 2.3.» и заданием 0.3 межведомственной проблемы ОСХ. 108. Номера государственных регистраций 77056691; 7206399; 81031005; 01860070314.

Цель работы - решение проблемы снижения влияния не установившихся нагрузок на процессы в МТА при выполнении технологических операций и изыскание самоприспосабливаемых способов, устройств, новых рабочих органов и средств управления для стабилизации их нагрузочных и скоростных режимов.

Объекты исследований: Комбинированные и одномашинные агрегаты, тракторы и СХМ с одним и несколькими двигателями. Технологические операции и процессы обработки почвы, посева и уборки.

Методы исследования. Исследования рабочих процессов МТА базировались на применении теоретических методов моделирования. Экспериментальные исследования выполнены с применением современных методов и измерительной аппаратуры.

Научную новизну составляют:

1. Метод оценки и методология создания средств со свойствами самоприспосабливаемости к режимам нагружения.

2. Технологические процессы, операции и средства, в комплексе снижающие вариации неустановившихся нагрузок в их источниках возникновения и при трансформации до двигателя.

3. Приемы расширения возможностей агрегата и управления процессами рабочих органов.

4. Прогноз технического уровня и эксплуатационные требования к МТА и самоприспосабливающимся средствам.

Апробация работы. Материалы диссертации доложены и обсуждены на: Всесоюзном научно-техническом семинаре «Разработка и оптимизация динамических характеристик двигателей мобильных сельскохозяйственных комплексов». (Казань, КСХИ, 1991);

Всесоюзном и международном межотраслевых научно-технических семинарах посвященных 80 и 100-летию В.Н. Болтинского «Исследование двигателей сельскохозяйственных машин в динамических (неустановившихся) режимах». (Казань, КСХИ, 1983 и КГСХА 2003);

Второй международной научно-практической конференции «Автомобиль и техносфера». (Казань, КГТУ, 2001);

Международной научно-практической конференции «Проблемы и перспективы разработки и внедрения машинных технологий в растениеводстве и животноводстве» (Киров, Вятская ГСХА, 2002);

Всероссийской научно-практической конференции «Агроэкологические проблемы». (Казань, АН Республики Татарстан, 2001);

научно-методических конференциях кафедр «Тракторы и автомобили» сельскохозяйственных вузов Поволжья и Предуралья, состоявшиеся в Пермской (1982), Чувашской (1976 и 1983), Ижевский (1975 и 1984), Кировской (1985) и Казанской (1973 и 1994) ГСХА;

научных конференциях С.Петербургского ГАУ (1983), Челябинского ГАУ (1973); Ежегодных научных конференциях (1970...2002) КГСХА, Белорусского ИМСХ (1975 и 1983), Владимирского ГТУ (1997), Ульяновской (1980 и 1987), Ижевской (1984) и Свердловской (1986) ГСХА;

научно-производственных конференциях и семинарах НПО «Нива» Татарстан. (Казань, 1985...1988);

АН Республики Татарстан (1999).

Практическая ценность и реализация результатов исследований. Использование новых конструкций рабочих органов и систем их управления обеспечивает увеличение производительности агрегата на 6...9%, снижение расхода топлива до 6%.

Почвообрабатывающая комбинированная машина, способная сочетать в себе пять вариантов технологических операций, только в одном варианте по сравнению с основной операцией дает экономию топлива до 42%, сохранение стерни 60...90%.

При внедрении каждого технологического процесса системы самоприспособляемости рабочих органов ожидаемый эффект составляет не менее 800 тыс. руб. на один агрегат, на период срок службы.

Теоретические разработки использованы при:

улучшении процессов в технологиях возделывания зернобобовых культур;

обосновании режимов работы комбинированного агрегата на базе трактора Т-150К, культиватора плоскореза КП-2-150 и устройства подготовки почвы и посева (А.с. 1230478), а также при совершенствовании технологических агрегатов ЗИЛ-131В и Урал 375 Т.М.

Силовая передача самоходного сельскохозяйственного комбайна (А.с. 1230873) внедрена при совершенствовании технологического транспортного средства в двух хозяйствах Хмельницкой области Украины.

Научные рекомендации и разработки по снижению вариации нагрузок позволили повысить производительность на 6...9%, снизить расход топлива на 6...8% в агрегатах с тракторами МТЗ.

Рекомендации и изобретения по реализации предлагаемых технологий внедрены и приняты для внедрения в МСХиП РТ, ОАО «Татсельхозтехника» и АО «мелиорация».

Технология скашивания культур агрегатами с перемещаемым центром масс косилки внедрена в совхозе «Улимановский» Актанышского р-на, в хозяйствах «Якты Юл», «имени Тимирязева и Рахимова Балтасинского района и опробована в отдельных хозяйствах Рыбно-Слободского, Лаишевского, Заинского и Арского районов РТ и в учхозе Каз.ГСХА.

Основные положения и результаты диссертационной работы внедрены: в разделах и рекомендациях в книгах [9, 10]; охранных документах [25,...57]; методических пособиях и указаниях для комплексных полевых практических работ по дисциплинам «Основы управления с-х техникой» и «Интенсивная технология зернобобовых культур» (1986... 1996); в комплекте плакатов по механизации возделывания зернобобовых культур из 5 листов, Москва. - Колос, 1983; в отчетах по результатам теоретических и экспериментальных исследований многоприводных тяговых, транспортных и уборочных агрегатов.

Результаты исследований по снижению динамических потерь используются в учебном процессе в Вятской, Ижевской и Казанской ГСХА.

Выставочные образцы, планшеты и сборники технических решений по теме экспонировались на выставках в Торгово-промышленной палате и ВДНХ (ВИКО) Республики Татарстан. Отдельными результатами исследований заинтересовались ученые-аграрники США (1980).

Публикации по теме диссертации: Опубликованы работы в количестве 151 (общим объемом 27 печатных листов), из них 68 изобретений, 65 научных статей и 2 монографии.

На защиту выносятся следующие положения:

1. Концепция снижения вариации колебаний нагрузки на двигатель путем улучшения технологических процессов.
2. Математические модели снижения динамических потерь.
3. Новые технологии отвальной и безотвальной подготовки почвы под посев, посева, уборки зернобобовых культур и трав на равнинных и склоновых полях.
4. Методология оценки комплексной системы управления самоприспосабливаемостью с режимами нагружения.
5. Новые способы и схемы технологических процессов и рабочих органов.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, семи глав, выводов и предложений, содержит 366 с. печатного текста, включающего 15 таблиц, 70 рисунков, 75 с. приложения, 3 с. оглавления и 22 с. списка литературы (270 наименований).

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Введение. Дана характеристика проблемы, которой посвящена диссертация, определена цель работы, показана актуальность, научная новизна и практическая ценность решаемых задач.

В первой главе дана характеристика исследований, посвященных работе МТА на установившихся и неустойчивых режимах с анализом действия нагрузок.

Научные основы механизации земледелия созданы трудами В.Г.Т.Горюхина, А.Б.Свирищева, В.А.Желиговского, В.Н.Болтинского, Ф.С.Завалишина, И.П.Полканова и др.

Закономерности изменения внешних воздействий на агрегат при выполнении технологических операций определены в работах Иофинова С.А., Киртбая Ю.К., Куткова Г.М., Тургиева А.К., Агеева Л.Е., Воженина А.Н., Лурье А.Б., Николаенко А.В., Шарова Н.М., Юлдашева А.К., Хакена Г., Крутова В.И. и др. Этими учеными отмечено, что режим работы агрегатов зависит от условий среды, действий оператора, конструкций трактора и СХМ. Совместное взаимодействие указанных факторов вызывает изменение ветвей скоростной характеристики двигателя.

Существенный вклад в изучение динамики транспортирующих обрабатываемый материал агрегатов внесли Абдрахманов Р.К., Артемьев В.Г., Бурченко П.Н., Беккер М.Т., Гуськов В.В., Ксенович И.П., Кормщиков А.Д., Кузнецов Н.Г., Макаров П.И., Мазитов Н.К., Матяшин Ю.И., Сысуйев В.А., Шкрабак В.С. и др.

Изменение физико-механических и технологических свойств почв и растений в результате механического воздействия колес МТА на нее исследовались Водяником Н.И., Петрушовым В.А., Русановым В.А., Тургиевым А.К., Лопаревым А.А., Мухамедьяровым Ф.Ф., Возовиком И.С., Скотниковым В.А. и др.

В исследованиях Зангиева А.А., Медведева В.И., Скойбеды А.Т. отмечаются необходимость повышения эксплуатационных показателей агрегата и введения в агрегаты средств самоприспосабливаемости.

Вопросы теории регулирования процессов смесеобразования и горения в двигателях и передачи моментов к трансмиссии при НН рассматриваются в работах Баширова Р.М., Багирова Д.Д., Полеваева О.И., Бородин И.Ф., Болотова А.К., Бузенкова Г.М., Галеева Г.Г., Гельфенбейна С.П., Краснощекова Н.В., Кривова В.Г., Криницкого И.И., Морозова А.Х., Петрова В.И., Самойлова Н.П., Лиханова В.А. и др. Отмечено, что динамические потери значительно зависят от способа регулирования процессов.

Теоретические и экспериментальные исследования МТА при НН проводятся в С.-Петербургском, Воронежском, Волгоградском, Московском, Челябинском ГАУ, в Вятской, Казанской, Нижегородской, Чувашской ГСХА, ВИМ, НИИСХ Северо-Востока, Татарском НИИСХ и в других научных учреждениях.

Характер нагрузки на двигатель имеет различную форму. При переходе двигателя на корректорную ветвь характеристики происходит снижение частоты вращения коленчатого вала (к.в.), уменьшается скорость движения агрегата, нарушаются агротехнические требования. Это, в свою очередь, приводит к снижению производительности и экономичности агрегата.

В условиях эксплуатации МТА неустановившийся режим дестабилизирует равновесие

$$M_e = M_c(1)$$

где M_e - крутящий момент двигателя на неустановившемся режиме; M_c - момент сопротивления.

К нарушению этого равновесия приводят технологические остановки, неровности опорной поверхности, неоднородность обрабатываемого материала, колебания значений сцепной массы,

нарушение процесса передачи крутящего момента от двигателя к ведущим колесам и нерегулируемая блокировка дифференциалов.

Основной причиной возникновения динамических потерь является колебательный характер нагрузки на крюке. Степень неравномерности момента сопротивления δ определяется как

$$\delta = (M_{c \max} - M_{c \min}) / M_{c.ср} \quad (2)$$

Она характеризуется периодом изменения нагрузки. Гребнев В.П., Чудаков Д.А. рекомендуют снизить δ позиционированием сельхозмашины относительно трактора при помощи позиционно-силового регулятора, установкой на агрегат двигателя с большим запасом крутящего момента или двигателя постоянной мощности, созданием модульных агрегатов и т.д. Однако эти меры не могут существенно повысить технико-экономические показатели МТА.

В исследованиях, посвященных повышению эксплуатационных показателей на неустановившихся режимах, не определены допустимые величины колебаний частоты в СЕ. Поэтому динамические качества агрегата не регламентированы государственными стандартами.

Анализ опубликованных работ показал, что в настоящее время проблема внедрения способов и средств, снижающих динамические потери не имеют комплексного решения. Недостаточно проработаны вопросы выбора характеристик средств управления, активации рабочих процессов и способов их реализации. Мало исследований по многооперационным и многодвигательным агрегатам при работе их как в нормальных так и экстремальных условиях.

По проблеме поставлены следующие задачи:

Исследовать характер нагрузки и установить их взаимосвязь с выходными характеристиками двигателя.

Разработать математические модели, позволяющие наметить пути снижения вариаций нагрузки в технологических операциях, процессах рабочих органов СХМ, движителях, трансмиссии и двигателях.

Стабилизировать колебания нагрузки в приводе ведущих колес и рабочих органах СХМ.

Разработать систему и средства комплексной самоприспособляемости МТА к условиям эксплуатации.

Определить эффективность использования комбинированного почвообрабатывающего (с посевом) агрегата, агрегатов для работы на склоне, мобильного энергетического средства со свойствами самоприспособляемыми.

Во второй главе изложены принципы и пути снижения динамических потерь в агрегатах.

МТА состоит из нескольких взаимосвязанных между собой основных СЕ, каждая в отдельности влияющих на их производительность.

Физической основой предложенного подхода является снижение влияния динамических нагрузок в их источниках возникновения и при их трансформации до двигателя. Это осуществляется совершенствованием технологических операций, сочетанием приемов обработки, полным использованием сцепной массы агрегата и получением запаса мощности.

Процесс функционирования МТА в системе человек-среда рассматривается как реакция y на входные факторы $x_1, x_2, x_3, \dots, x_n$. Управляющими являются факторы u_1, u_2, \dots, u_n возмущающими $o_1, o_2, o_3, \dots, o_n$. Входные факторы формируются механизатором, агрегатом и средой. В качестве выходных параметров y , принимается производительность, расход топлива, потери, агротехнические параметры качества. Связь всех параметров представляет собой модель агрегата:

$$y_1 = f_1(x_1, x_2, \dots, x_n); y_2 = f_2(x_1, x_2, \dots, x_n); \dots; y_n = f_n(x_1, x_2, \dots, x_n). \quad (3)$$

Группа факторов, отнесенная к человеку $x'_i(t)$ включает в себя психофизиологическое состояние, квалификацию оператора и службы контроля, а также объективные и субъективные характеристики, связанные с технологической операцией. В группу факторов «машина» $x''_i(t)$ включены крюковое усилие и буксование, координаты рейки топливного насоса, распределение сцепной массы и крутящего момента между мостами и колесами, частота вращения к.в., трение поверхности с материалом и т.д. В группу факторов «среда» $x'''_i(t)$ включены физико-механические характеристики материала обработки, метеоусловия и др. В качестве корректирующих переменных использованы скорости протекания процессов, например, изменением положения педали стабилизации скорости движения агрегата. Применительно к работе агрегата зависимость выходного параметра $y_i(t)$ от воздействия на процесс факторов по времени запишется

$$y_i(t) = [x'_i(t), x''_i(t), x'''_i(t)] \cdot \quad (4)$$

Эта зависимость является общей расчетной схемой решения задач оптимизации параметров процессов в любом агрегате.

В качестве входного фактора принимается крюковое усилие $P_{кр}$ (рис. 1а и 1б), а выходных факторов принимаются производительность W , удельные крюковой $g_{кр}$ и погектарной $g_{га}$ расходы топлива. Оптимальность производительности обеспечивается подбором крюкового усилия $P_{кр}$, рабочей скорости v_p , и ширины захвата B_p степени загрузки двигателя ϵ' . Расчеты завершаются построением потенциальной эксплуатационной характеристики агрегата. Выходные показатели определяются:

$$W_{ч} = 0,36 B_p v_p \tau; g_{кр} = Q_{тр} / N_{кр}; g_{га} = Q_{см} / W_{см} \quad (5)$$

Перспективным способом оптимального функционирования агрегата является снижение вариации нагрузки на источнике ее возникновения. Для пахотного агрегата такой подход осуществляется поддержанием постоянными $P_{кр}$, v_p , B_p , ϵ' .

Эффективность МТА с самоприспосабливаемыми свойствами оценивается сравнением теоретической производительности с реальной.

$$C_T^Y \langle C_T^{раз} \rangle C_{раз}^Y, \quad (6)$$

где C_T^Y ; $C_T^{раз}$; $C_{раз}^Y$ - степени реализации производительностей, соответственно, отношение производительностей базового (установившегося) агрегата W_y к теоретической W_T , разработанного со свойствами самоприспосабливаемости $W_{раз}$ к теоретической и установившегося агрегата производительность к разработанного.

Динамические потери агрегата определяются путем построения квазидинамической характеристики. Квазидинамической характеристикой называется изменения исследуемых показателей, по стационарной характеристики в соответствии изменением частоты вращения коленчатого вала двигателя. Показатели реального агрегата накладываются на квазидинамическую характеристику. Разница ординат это текущие динамические потери, а площадь между ними суммарные динамические потери (рис. 1в). Динамические потери разработанного агрегата определяются формулой

$$\Pi = W_T - W_{раз}.$$

Совершенство агрегата определяется уровнем самоприспосабливаемости МТА к условиям эксплуатации. Коэффициент уровня самоприспосабливаемости определяется как $K_{ур} = N_b / N_o$, где N_b - количество внедренных самоприспосабливаемых процессов; N_o - общего количества идеально возможно закладываемых самоприспосабливаемых процессов.

При нарушении установившегося режима моменты сопротивления M_c и двигателя M_e получают приращения. Тогда, основное уравнение динамики принимает вид

$$\Delta M_e = \Delta M_c \pm J_{дв} (dw/dt). \quad (7)$$

Динамические потери можно уменьшить, улучшая характеристики агрегата и СЕ, изолируя двигателя от влияния НН, увеличивая запас крутящего момента и выводя неблагоприятные частоты нагрузки из рабочей зоны МТА. Техничко-эксплуатационные показатели двигателя

описываются регуляторными и корректорными ветвями характеристики с переломом на номинальной мощности N_{en} .

$$\text{При этом } N_e = N_{en} + \Delta N_e \text{ или } N_e = M_e n_o = P_{кр} v_p / \eta_{mp} \eta_\delta \eta_f. \quad (8)$$

Для определения путей снижения влияния НН проведем анализ составляющих мощностей агрегата (двигателя). Баланс индикаторной мощности двигателя N_i при НН представляется в виде

$$N_i = N_{кр} + N_w \pm N_j + N_w + N_f + N_a + N_{тр}. \quad (9)$$

где $N_{кр}$, N_w , N_j , N_w , N_f , N_a , $N_{тр}$ - мощности, соответственно, крюковая, сил преодоления внутреннего сопротивления, сил инерции, воздуха, качения и подъема, трансмиссии.

Динамические качества агрегата определяются запасом мощности при неустановившемся режиме $\Delta N_3 = \Delta N_i$ в котором

$$\Delta N_i = \Delta N_{iуст} - \Delta N_{иннеуст} \text{ и } \Delta N_3 = \Delta N_{3уст} - \Delta N_{3неуст}$$

Касательная сила тяги на ведущем колесе определяется зависимостями

$$P_k = M_k / r_k; P_k \leq G \varphi; P_k = P_{кр} + P_{тр} + P_\delta + P_f; \omega_k = v_p / r_k \eta_\delta$$

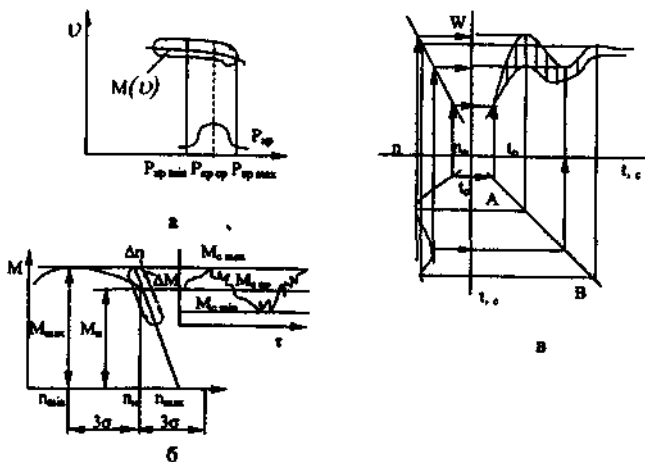


Рис.1. Характеристики агрегата и его двигателя:

- а) Тяговая (зависимость действительной скорости v_d от $P_{кр}$);
- б) Скоростная (схема определения расчетных моментов и частот вращения к.в. двигателя при колебаниях нагрузки);
- в) Квазидинамическая характеристика.

Обозначения в уравнениях (7), (8) и (9): M_k - крутящий момент на ведущем колесе; r_k - динамический радиус качения ведущего колеса; G - нагрузка от сцепной массы; φ - коэффициент сцепления движителей; $P_{кр}$,

P_{mp} , P_{δ} , P_f - соответственно, крюковое усилие, сопротивление трансмиссии, потеря сил на буксование и сопротивление качению; ω_e, ω_k - частоты вращения к.в. двигателя и колеса; $\eta_m, \eta_{\delta}, \eta_{mp}$ - КПД тяговый, буксование, трансмиссии; $J_{\text{дв.}}$ - приведенный к к.в. момент инерции масс агрегата.

При определении силы $P_{кр} = f(v)$ почвообрабатывающего агрегата используется зависимость

$$P_{кр} = KB_p \Delta c (v_p^2 - v_0^2) \quad \} \quad v_p = 0,377 r_k n(1 - \delta)/i, \quad (10)$$

где v_0 - базовая скорость; Δc - коэффициент пропорциональности. Погектарные энергозатраты определяются

$$A = \int M_e \omega_e dt; \quad A = \frac{3,6 \cdot 10^4}{S_p B_p} \left(\frac{P_{кр} v_p T_p}{\eta_m} + \frac{P_f v_x T_x}{\eta_x} + M_o \omega_o T_o \right), \quad (11)$$

где 5 - рабочий ход; T_p , T_x , T_o - соответственно, время рабочего и холостого ходов и время технологических остановок; v_x - скорость холостого поворота; $M_o \omega_o$ - мощность на технологических остановках.

W и A зависят от времени работы и от использования технических возможностей агрегата. Характер колебаний $P_{кр}$ и его влияние на M_e и η_e приведены на рис. 1.

Тяговое усилие пахотного агрегата определяется известной зависимостью

$$P_{кр} = P'_{кр} + P''_{кр} + P'''_{кр} = G_f + KaB_p + eaB_p v_p^2, \quad (12)$$

где G - вес плуга; K - удельное сопротивление почвы; a , B_p - глубина и ширина вспашки; v_p - скорость движения агрегата; e - коэффициент, зависящий от формы рабочей поверхности отвала и свойств почвы; a - коэффициент сопротивления качению.

Уравнение (12) в приращениях можно записать

$$\Delta P_{кр} = \Delta P'_{кр} + \Delta P''_{кр} + \Delta P'''_{кр}$$

Из (12) следует, что расход топлива состоит из затрат топлива Q_{mc} на самопередвижение СХМ, срыв пласта и его подъем Q_{mn} и выбрасывание массы Q_{ma} . Математические ожидания имеют вид

$$M[Q_m] = M[Q_{mc}] + M[Q_{mn}] + M[Q_{ma}] \quad (13)$$

Тогда совместное решение уравнений (5), (6), (7), (10), (11), (12), (13) будет представлять динамическую характеристику агрегата.

Из приведенных зависимостей вытекают две основные пути снижения динамических нагрузок (рис. 2а, б, в, г). Для примера рассмотрим системы и меры самоприспособляемости в технологических операциях СТО (рис. 2г).

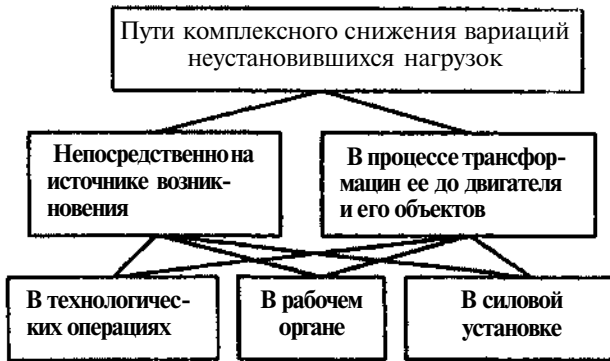


Рис. 2а. Блок-схема путей комплексного снижения вариаций неустановившихся нагрузок

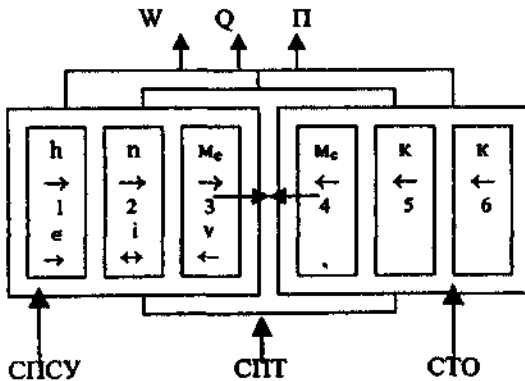


Рис. 2б. Модель взаимосвязей параметров агрегата и обрабатываемого материала: СПСУ, СПТ, СТО - самоприспособление, соответственно, процессов в силовой установке, тягово-сцепных свойств, технологических операций; 1 - двигатель; 2 - трансмиссия; 3 - движитель; 4 - рабочие органы трактора; 5 - рабочий орган машины; 6 - обрабатываемый материал; выходные показатели: W - производительность; Q - расход топлива; Π - потери; K - удельное сопротивление обрабатываемого материала

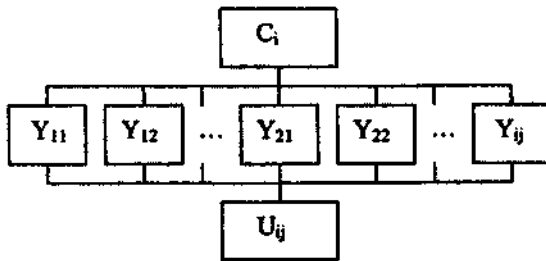


Рис. 2в. Математическая модель (блок-схема) определения оператора: C_i - i -ые направления для снижения НН; Y_{ij} - j -ые меры в i -ом направлении; U_{ij} - j -ые направляющие воздействия в i -ом направлении

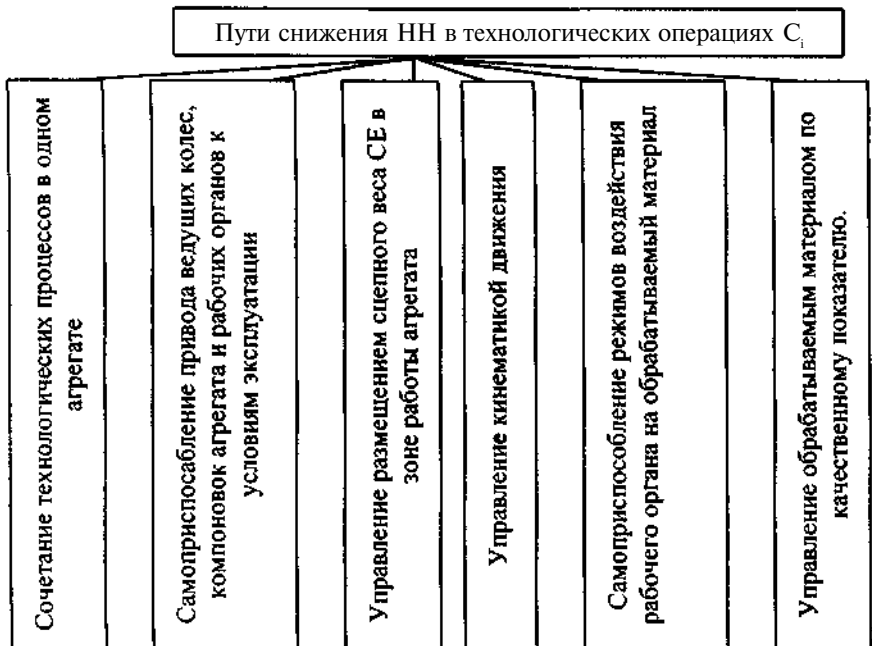


РИС. 2Г. БЛОК схема мер реализации путей снижения колебаний нагрузок

Для поддержания параметров динамических характеристик агрегатов на значении их математического ожидания и реализации этих путей разработаны самоадаптирующиеся системы управления

технологическими операциями и процессами в СЕ. Наиболее важные из этих проблем подвергались нами теоретическим и экспериментальным исследованиям.

Первый путь снижения вариаций нагрузки на источнике их возникновения реализован в способах выбора сочетаний технологических процессов в комбинированном агрегате по подготовке почвы и посева [33] (рис.17а,в), вида движения посевного агрегата [29] (рис.3а), пахотного агрегата [30,31,32] (рис.4а) и организации челночного движения косилочного агрегата на склоне [54] (рис.3б).

В этих агрегатах уменьшается количество переходных процессов и повышается устойчивость движения.

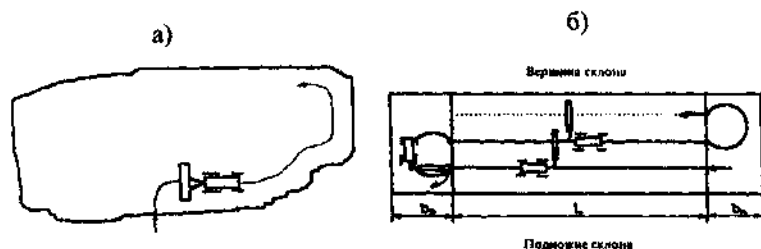


Рис. 3. Схемы технологических операций по снижению неустановившихся режимов: а) способ обработки и посева с круговым движением; б) способ движения агрегата с перемещаемым центром масс рабочей машины (L – длина гона; b_n – ширина поворотной полосы)

Снижение динамических нагрузок путем позиционирования элементов рабочего органа относительно друг друга и обрабатываемого материала представляет особый интерес с точки зрения использования теории автоматического управления процессом обработки.

Усилие, приведенное в уравнении (12) для пахотного агрегата можно определить и через зависимость количества движения:

$$Gf + KaB_p = m dv/dt; \quad \varepsilon a B v^2 = v dm/dt,$$

$$\text{тогда } P_{кр} = d(mv)/dt = m (dv/dt) + v (dm/dt). \quad (14)$$

Первый член уравнения определяет величину некоторого ускорения плуга, а второй член – расход тягового усилия для придания постоянной скорости некоторому количеству переменной массы, поступающей на отвал в единицу времени dm/dt . Основное колебание нагрузки дает первый член (14) и (12) второй. Для стабилизации $P_{кр}$ на установленном уровне необходимо, регулировать послойно глубину

оборачиваемой части почвы (рис. 4а) [30,31,32], не нарушая технологии крошения и ровности на борозды,

Математическая модель самоприспособления к условиям эксплуатации строится делением системы на звенья (элементы).

Уравнение гибкого элемента (ВО рис. 4б) $\eta \frac{dx_{n23}}{dt} + c_{n23} x_{n23} = \Delta P_{кр}$;

Каждый член уравнения делим на c_{n23} и получаем дифференциальное уравнение первого порядка и его решение

$$T \frac{dx_{n23}}{dt} + x_{n23} = \kappa_1 \Delta P_{кр}; \quad x_{n23}(t) = \kappa_1 (1 - e^{-\frac{t}{T}}), \quad (15)$$

где η - вязкость масла, c_{n23} , x_{n23} - жесткость и координаты пружины гибкого звена; κ_1 - коэффициент усиления. Координаты гибкого звена и пружины регулятора равны $x_{n22} = x_n \Delta p$.

Уравнение управляющего органа (УО): $S_{ш.сег} \Delta p = c_{np} x_{np}$;

$$\Delta p = \frac{1}{S_{ш.сег}} c_{np} \kappa_2 (1 - e^{-\frac{t}{T}}), \quad (16)$$

где $S_{ш.сег}$ - площадь шарового сегмента; Δp - приращение давления масла; c_{np} , x_{np} - жесткость и координаты пружины регулятора; κ_2 - коэффициент усиления; T - постоянное время звена.

Уравнение исполнительного органа (ИО)

$$\eta \frac{dx_{ny}}{dt} + c_{ny} x_{ny} = S_{ш.сег} \Delta p; \quad T \frac{dx_{ny}}{dt} x_{ny} = \kappa_3 S_{ш.сег} \Delta p;$$

$$x_{ny} = \kappa_1 \kappa_3 \gamma c_{n23} \left(1 + \frac{T}{T_3 - T} e^{-\frac{t}{T}} - \frac{T_3}{T_3 - T} e^{-\frac{t}{T_3}} \right), \quad (17)$$

где c_{ny} , x_{ny} - жесткость и координаты пружины цилиндра, κ_3 - коэффициент усиления, $\gamma = c_{np} / c_{n23}$ - коэффициент пропорциональности

Уравнение движения отвала (РО) выражается так

$$KB_p \frac{dz}{dt} = c_{ny} x_{ny};$$

$$z = \frac{\kappa_1 \kappa_3 \kappa_{пз} c_{пч}}{K} \left(t - \frac{T^2}{T_3 - T} e^{-\frac{t}{T}} + \frac{T_3^2}{T_3 - T} e^{-\frac{t}{T_3}} - \frac{\kappa_1 \kappa_3 \kappa_{пз} c_{пч} (T_3 + T)}{K B_p} \right) \quad (18)$$

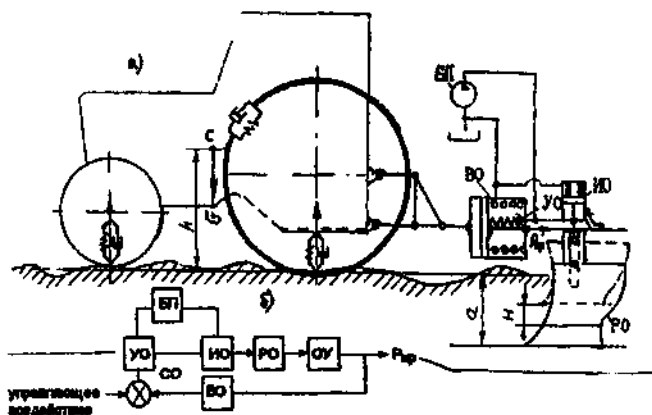


Рис. 4. Пахотный сельскохозяйственный агрегат:

а) принципиальная схема, б) функциональная схема; ОУ - объект управления; РО - регулирующий орган (отвал); ИО - исполнительный орган (гидроцилиндр); УО - управляющий орган (регулятор); БП - блок питания (гидросистема); ВО - воспринимающий орган (поршень); СО - сравнивающий орган

Количество почвы, пропускаемой между лемехом и отвалом плуга, определяется из зависимости

$$Q(t) = \frac{\kappa_1 \kappa_3 \kappa_{пз} c_{пч}}{K} \left(t - \frac{T^2}{T_3 - T} e^{-\frac{t}{T}} + \frac{T_3^2}{T_3 - T} e^{-\frac{t}{T_3}} - \frac{z_0 \kappa_1 \kappa_3 \kappa_{пз} c_{пч} (T_3 + T)}{K} \right)$$

где z_0 - координата отвала при $P_{кр} = P_{кр.ср.}$. Характеристическое уравнение регулятора запишется

$$[T T_3 P^3 + (T + T_3) P^2 + P] z = \kappa_{рег.} \Delta P_{кр} \quad (20)$$

Регулятор срезает периодическую составляющую момента сопротивления от $P_{кр.ср.}$ до $P_{кр.мах.}$ и обеспечивает равенство $M_{с.мах.} = M_{с.ср.}$, т.е. $P_{кр.ср.}$ становится максимальным тяговым усилием. Тогда уравнение (2) принимает вид

$$\delta = \frac{M_{с.ср.} - M_{с.мин}}{M_{с.ср.}} = 1 - \frac{M_{с.мин}}{M_{с.ср.}} \quad (21)$$

Более общим для агрегата другим источником НН является колебания массы и распределение ее по ведущим колесам и бортам. Снижение влияния колебаний осуществляется продольным и поперечным позиционированием отдельных масс относительно геометрического центра агрегата. [54]. При поперечном позиционировании отрыв колеса или колес от почвы действует на процессы в движителях и трансмиссии. Отрыв колес бортам от почвы это крайне опасный случай. Для такого случая определена предельный угол поперечного уклона по зависимости

$$\beta_n = \arctg \frac{0,5BG_0 + \sum [G_i c_i (-1)^{\varepsilon_i}]}{\sum (G_i h_i)}, \quad (22)$$

где G_0 - сила тяжести агрегата; G_i - сила тяжести i -ой СЕ; c_i - поперечная координата центра тяжести СЕ; ε_i - показатели степени, определяющие знак выражении в зависимости от пространственных зон; h_i - высота центра тяжести i -той СЕ.

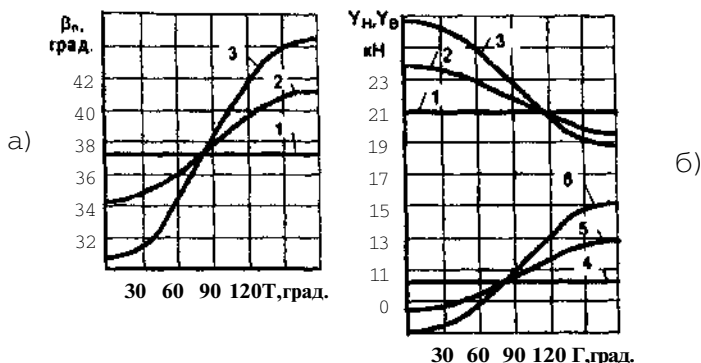


Рис. 5. Теоретические зависимости предельного угла поперечного уклона от угла поворота рамы СХМ для разных значений силы тяжести (физическая модель выполнена на базе трактора МТЗ-80):

а) β_n от γ : 1- $G_2 = 0$; 2- $G_2 = 1500\text{H}$; 3- $G_2 = 3000\text{H}$; б) Y_n, Y_z от γ : 1- $Y_n, G_2 = 0$; 2- $Y_n, G_2 = 1500\text{H}$; 3- $G_2 = 3000\text{H}$; 4- $Y_z, G_2 = 0$; 5- $Y_z, G_2 = 1500\text{H}$; 6- $Y_z, G_2 = 3000\text{H}$; β_n - угол склона, γ - угол поворота рамы СХМ, G_2 - сила тяжести от СХМ, Y_z и Y_n - реакции опорной поверхности на верхние и нижние колеса, соответственно.

График зависимости β_n от угла γ поворота рамы машин для разных значений силы тяжести C ; (рис. 5а,б) показывает, что перемещение центра масс машины, например, в сторону вершины склона снижает возможность отрыва колес от почвы, тем самым снижает динамические нагрузки и обеспечивает устойчивую работу агрегата.

Сочетание технологических процессов в комбинированном агрегате по подготовке почвы и посеву позволяет осуществить самоприспосабливание его к условиям эксплуатации, например, в зависимости от вариации нагрузок. Конструктивные особенности агрегата позволяют получить пять управляемых способов обработки почвы с посевом [33].

Самоприспосабливание осуществляется позиционированием рабочих органов относительно почвы и рамы машины.

Второй путь снижения вариаций нагрузок (момента сопротивления) осуществляется в процессе трансформации до двигателя и его частей.

При линейной зависимости между M_e и η_e , эффективная мощность в неустановившихся режимах определяется по известной зависимости

$$N_e = \kappa (M_e - \Delta M_e) (n - \Delta n), \quad (23)$$

где M_e , n - математические ожидания, ΔM_e и Δn - величина отклонения от математических ожиданий; κ - коэффициент жесткости работы двигателя.

В методическом плане повышение запаса крутящего момента двигателя в установившемся агрегате можно осуществить поворотом корректорной ветви характеристики по ординате выше номинального значения по линии регуляторной ветви. При этом корректорная ветвь будет являться продолжением регуляторной ветви описываться уравнением прямой.

При допущении, что $\Delta M_e = \Delta M_{en}$ и $n = \Delta n$ изменение крутящего момента $\Delta M_{en} = f(g_{ym}, \eta_e)$, (24)

где g_{ym} - цикловая подача топлива, η_e - эффективный КПД. η_e зависит от коэффициента избытка воздуха, α и скоростного режима ω . После преобразовании последней зависимости получаем

$$\Delta M_e = \left(\frac{\partial M_e}{\partial \omega} \right) \Delta \omega + \left(\frac{\partial M_e}{\partial g_{ym}} \right) \Delta g_{ym}.$$

При увеличении нагрузки на двигатель выше номинального корректор всережимного регулятора подает дополнительное топливо, но от системы воздухоподачи дополнительный воздух не поступает. Из-за этого работа двигателя на корректорной ветви характеристики осуществляется со значительным снижением частоты вращения к.в. Для предотвращения такого явления предложены корректирующие устройства [28,36,39].

Для случая $M_e = M_n + C_n (n_n - \Delta n)$, где C_n - коэффициент жесткости характеристики M_e аппроксимируется зависимостью (В.Н. Болтинский)

$$M_e = M_c \left(1 + \frac{\delta_\kappa}{2} \sin \lambda t\right) + J \frac{d\omega}{dt}. \quad (25)$$

При условии дополнительной подачи воздуха после интегрирования уравнения (25) угловая скорость вращения к.в. определяется как

$$\omega = \omega_p - \frac{M_c \delta_\kappa}{2J} \left[\frac{(C_\partial / J) \sin \lambda t - \lambda \cos \lambda t}{(C_\partial / J) + \lambda} \right], \quad (26)$$

где λ - частота момента сопротивления. Учитывая зависимость (21) в уравнениях (25) и (26) δ_κ будет в 2 раза меньше, чем δ в уравнении (2).

Приращение коэффициента запаса крутящего момента ΔM_e двигателя определяется формулой:

$$\Delta \kappa^n = \left(\frac{\partial \kappa^n}{\partial g_{um}} \right) \Delta g_{um} + \left(\frac{\partial \kappa^n}{\partial g_{us}} \right) \Delta g_{us}. \quad (27)$$

На основе изложенного разработаны требования к комплексной системе самоприспособляемости:

1. Все системы двигателя должны быть защищены от влияния неустановившихся нагрузок, возникающих на крюке и ведущих колесах.
2. Должна быть обеспечена постоянная мощность двигателя и скорость движения агрегата.
3. Необходимо максимально использовать тяговую мощность трактора.
4. При комплектовании МТА нужно поддерживать высокую загрузку двигателей по крутящему моменту и минимуму расхода топлива.
5. Требуется усовершенствования установленных в базовом агрегате регуляторов и корректоров.
6. Системы управления, реализующие эти требования должны обладать свойствами всережимностью, многоуровневостью, многокоординатностью и многовариантностью. Такими свойствами обладает система [39] (рис. 21 а 4). Датчиком является гибкий элемент, жесткость которого управляется в зависимости от передачи, поэтому координаты гибкого элемента для каждой передачи одинаковы. Система позволяет расширить функциональные возможности устройства за счет обеспечения синхронного регулирования давления воздуха в шинах колес и

переключения передач. При этом корректируются сцепление шины с почвой и соотношения подачи воздуха и топлива. Кроме того, объект позволяет контролировать загрузку двигателя.

В третьей главе приведены результаты теоретических исследований по снижению внешних и внутренних динамических нагрузок на ДВС конструктивными методами и способами. Для обеспечения гибкости привода силовой установки и экономичности работы агрегата разработан и рекомендован способ установки нескольких двигателей на один трактор.

Для снижения внутренних потерь в КШМ рекомендуется подпружинить юбку поршня относительно его тела или выполнить тело поршня из гибкого материала, например, эластомера (рис. 6.A1), регулировать просвет между поршнем и гильзой при помощи рабочих газов, находящихся в камере сгорания поршня, и усилие прижатия компрессионных колец к гильзе при помощи рабочих газов (рис.6.A2).

Составлено уравнение процесса обеспечения соотношения подачи воздуха к подаче топлива при работе ДВС на корректорной ветви (рис.6.Б1). Работа оптиматора описывается уравнением равновесия сил

$$F_{\text{пн}} + F_{\text{к}} = F_{\text{прк}} + F_{\text{по}} + F_{\text{трш}} + F_{\text{и}} + F_{\text{прк}} + F_{\text{пто}}, \quad (28)$$

где $F_{\text{пн}}$ - усилие от пневмодинамического давления; $F_{\text{к}}$ - сила штока корректора; $F_{\text{прк}}$ - усилие пружины штока; $F_{\text{по}}$ - усилие пружины оптиматора; $F_{\text{трш}}$ - усилие трения шарика; $F_{\text{и}}$ - сила инерции шарика; $F_{\text{прк}}$ и $F_{\text{пто}}$ - силы предварительного сжатия пружины штока и оптиматора.

Предложено устройство управления впрыском топлива (рис.6.Б2). Разработан и исследован объект управления систем смазки (А.с. 1458612). В двигателях передаточное отношение в приводе масляного насоса постоянно. Частота вращения вала насоса n_n при НН определяется как

$$n_n = i (n_{\text{двн}} \pm \Delta n_{\text{дв}}), \quad (29)$$

где i - передаточное отношение привода насоса; $n_{\text{двн}}$ - номинальная частота вращения к.в.; $\Delta n_{\text{дв}}$ - приращение частоты вращения двигателя в зависимости от нагрузки.

На приводе насоса установлен вариатор для изменения частоты вращения вала насоса в соответствии с формулой (29).

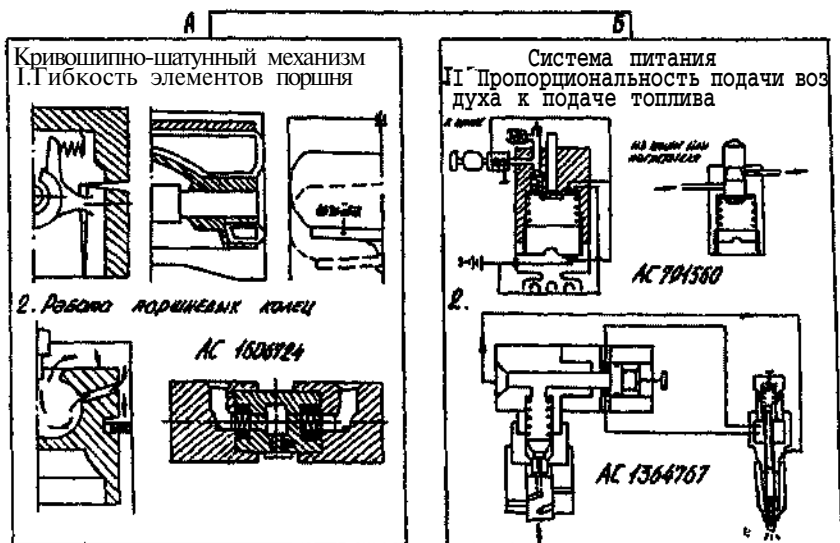


Рис. 6. Принципиальные схемы технических решений для механизмов и систем двигателя

Рис. 7. График изменения передаточного числа i привода масляного насоса в зависимости от приращения частоты вращения коленчатого вала двигателя Д-240

Можно записать

$$i = \frac{Q}{c(n_{\text{двн}} + \Delta n_{\text{дв}})}, \quad (30)$$

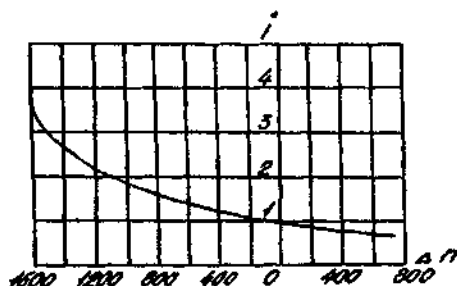
где Q - часовая производительность насоса; c - конструктивный коэффициент.

Из графика (рис.7) видно, что изменение i в зависимости от приращения частоты вращения $n_{\text{дв}}$ имеет гиперболическую зависимость.

Зависимость осевого движения диска вариатора ΔY [57] с диаметром привода $D_{\text{дв}}$ выражается

$$\Delta Y = \frac{2(n_{\text{двн}} - \Delta n_{\text{дв}} - n_{\text{н}} D_{\text{д}} / D_{\text{дв}})}{\text{tg} \alpha (\Delta n_{\text{дв}} - n_{\text{н}} - n_{\text{дв}})}, \quad (31)$$

где $\text{tg} \alpha = \Delta Y / \Delta D$; ΔD - приращение диаметра привода вариатора. Другими



способами улучшения работы системы смазки являются управление процессами очистки, долива, освежения и уменьшения давления.

Важным в работе является измерение и учет загрузки и наработки двигателя. В объектах [39,40] в качестве датчиков оптимизатора приняты гибкие элементы на тягах навески и магнит, размещенный на рейке топливного насоса. Оба датчика находятся под действием динамических нагрузок. Первое измерительное устройство обеспечивает контроль загрузки, а второе-подсчет наработки.

В четвертой главе приведены результаты теоретических исследований кинематической и динамической связи ДВС с движителями при передаче крутящего момента. Основными требованиями к объектам передачи момента являются компактность, управляемость передаточных отношений, возможность распределения сцепной массы и мощности двигателя по движителям.

При равномерном движении касательная сила P_k определяется зависимостью (9), а при динамическом характере движения определяется как $P_k^d = P_{k\text{ ср}}^d \pm \Delta P_k \sin \omega x$; $P_{k\text{ ср}}^d = (P_{k\text{ max}}^d + P_{k\text{ min}}^d)/2$. (32)

Степень неравномерности динамической P_k определяется зависимостью $\delta' = (P_{k\text{ max}}^d - P_{k\text{ min}}^d)/P_{k\text{ ср}}^d$.

Проанализированы вопросы передачи крутящего момента от двигателей, работающих на каждый ведущий мост, и применения шаровых передач в трансмиссии.

Приведена классификация колесных машин и блокирующихся дифференциалов.

$$\text{Условия движения определяются агрегата } P_k \leq \frac{G}{2}(\varphi + \varphi_{\min}), \quad (33)$$

где φ - коэффициент сцепления шин колес с почвой; G - сцепной вес на колесах.

Исследованы кинематика и динамика самоблокирующихся кулачковых [27,37], центробежных [26], шаровых дифференциалов, дифференциалов повышенного трения, свободного хода [36].

Уравнение момента сопротивления повороту $M_{\text{пов}}^{\text{соп}}$ в дифференциалах свободного хода [36] определяется из работы пары сил, приложенных к пятну контакта шины с почвой. При этом максимальный поворачивающий момент ограничивается силами сцепления элементов протектора с опорной поверхностью (рис.8б).

Условия работы пары сил в пятне контакта записывается как

$$A_{ш} = N\rho\alpha = M_{пов}^{сop} \cdot \alpha, \quad (34)$$

где $N = G\varphi/2$ - равнодействующая от касательных сил; ρ - расстояние от линии разделения касательных напряжений в пятне контакта до равнодействующей силы; α - угол поворота колеса.

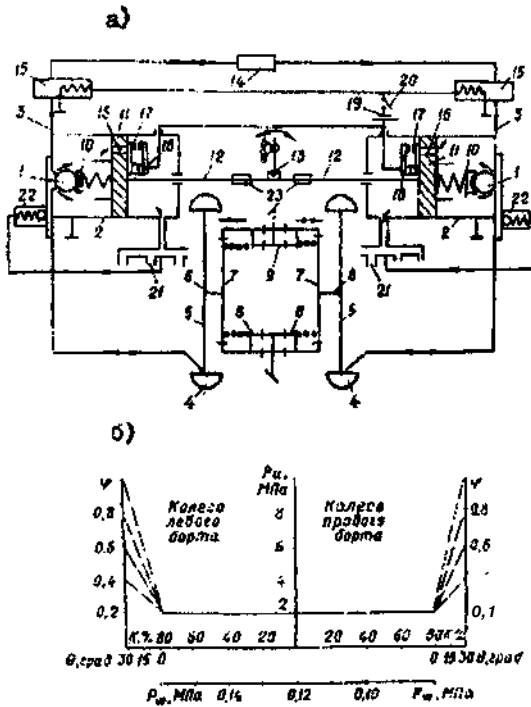


Рис.8. Устройство управления дифференциалом свободного хода при повороте: а) электропневмомеханическая схема, б) зависимость давления в гидросистеме механизма поворота от изменения давления в шинах при правом повороте

Работа, выполняемая гидроцилиндрами при повороте определяется как

$$A^{сч} = M_{пов}^{ш} \Theta = P_{ш} \Theta h, \quad (35)$$

где $M_{пов}^{ш}$ - поворачивающий момент, создаваемый рулевым

механизмом, $M_{пж}^{н} = G \rho r \alpha / \Theta$; Θ - угол между осями симметрии обоих полурам; P_u - усилие в штоках гидроцилиндра; h - плечо приложения усилия от гидроцилиндров.

В процессе регулирования давления в шинах в установленных пределах изменяются динамические радиусы качения колес.

Проведена сравнительная оценка влияния компоновки привода ведущих колес на тягово-сцепные свойства и топливную экономичность.

Самоблокирование дифференциалов обеспечивает передачу всего момента на отстающее колесо, и тем самым снижает влияние НН на работу других сборочных единиц.

Выявлено, что индивидуализация привода ведущих колес от отдельных двигателей обеспечивает самоадаптацию привода и снижает НН. Определены параметры качения колес и характер распределения моментов между ведущими осями агрегата 4 x 4 с двумя двигателями.

Для оценки характера распределения полного крутящего момента между передними и задними ведущими колесами вводится коэффициент

$\kappa_p = \dot{M} / M_o$, который зависит от распределения сцепного веса λ , коэффициента сцепления ведущих колес с почвой ϕ , буксования δ и угловой скорости колеса ω , нагрузок от сцепной массы, действующих на передние Y_n и задние колеса Y ,

$$\kappa_p = \frac{\phi_1 Y_n \omega_o (1 - \delta)}{(Y_n + Y) \phi \omega_1 (1 - \delta_1)}. \quad (36)$$

Теоретические и экспериментальные исследования дали возможность создания МЭС. В МЭС снижаются динамические нагрузки в результате рационального распределения моментов двигателей по движителям трактора, рабочей машины и рабочего органа движителя. Раздельный привод движителей от отдельных двигателей обеспечивает между ними гибкую связь и мягкую работу агрегата. С ростом тягового класса сочленяемых тракторов и количества ведущих мостов повышается тягово-сцепные свойства МЭС (рис.9). При таком сочленении запас крутящего момента достигает. 20...35%.

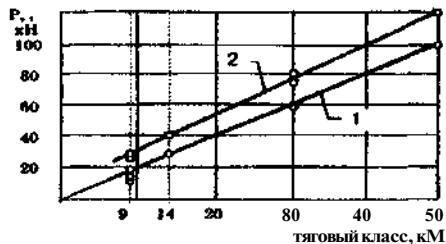
Из рис. 9 видно, что линия 1 представляет собой прямую, тангенс угла наклона которой к оси абсцисс равен $k_1 = 2,0$. Тангенс угла наклона линии 2 (при допущении, что она также является прямойлинейной) к оси абсцисс равен $k_2 = 2,4$.

Для оценки и прогнозирования потенциальных возможностей увеличения тягового усилия вновь проектируемых МЭС на базе других марок тракторов и компоновок их с дополнительными ведущими мостами

можно использовать следующий коэффициент сравнения: $k_c = P_{\text{мэс}}/P_{\text{сум}}$, где $P_{\text{мэс}}$ - фактическое тяговое усилие сочлененных тракторов, $P_{\text{сум}}$ - суммарное тяговое усилие сочленяемых тракторов.

Указанный коэффициент находится в пределах от 1,20 до 1,45.

Рис.9. Закономерность изменения тягового усилия в МЭС и агрегатах с несколькими ведущими мостами от тягового класса сочленяемых (базовых) тракторов; 1 - линия суммарного тягового усилия несочлененных тракторов; 2 - линия фактического тягового усилия сочлененных тракторов



В пятой главе приведены теоретические исследования кинематики и динамики качения ведущего колеса, описаны принципы, способы и средства управления движителями, методика расчета параметров колеса при работе с активатором с обратной связью по перемещению и давлению, перспективные схемы взаимосвязи трансмиссии и движителей навесного механизма между собой.

Площадь контакта шины с почвой F представляет собой многоцелевую функцию вида $F = f(G, P_{\text{кр}}, \rho, P_w, M_c, \dots)$.

Для каждого значения составляющих выражения соответствуют экстремальные значения площади. Но при наложении на показатели ограничений и дополнительных условий, характеризующих технологическую операцию и природные условия, составляющие уравнения кроме давления в шинах могут быть приняты как постоянные величины. В этом случае решение уравнения сводится к исследованию одноцелевой функции вида $F = f(P_w)$.

Рассмотрим случай равномерного движения колеса по почве с постоянной плотностью (рис.10а,б,в). Учитывая то, что плотность почвы обратно пропорциональна объему, находим площадь контакта шины с почвой. При этом делаем допущения, что вертикальная нагрузка на колесо и касательное усилие распределяются по площади контакта равномерно, а основание на глубине H жесткое.

Поверхность контакта шины с почвой имеет форму эллипса (рис. 11в). Тогда нагрузка на колесо определяется как

$$G = F_{\text{пл}} + F_{\text{кр}} q_{\text{ср}} \quad (38)$$

Сопротивление качению (8) $P_f = G_f = P'_f + P''_f$.

Уравнение касательной силы на участке АВ описывается зависимостью $P_k = \Sigma R + \frac{d(mV)}{dt}$, приращение радиуса качения колеса

$\Delta r = r_k^0 - r_k^1$. Радиус качения колеса при тангенциальных деформациях почвы и шины $r_k = r_0 - \varepsilon_n M_\phi - \varepsilon_w M_\phi$. Могут быть случаи:

$$\Delta r_k = 0; \Delta r_w \rightarrow \max, \quad \Delta r = \Delta r_{w\max}; \quad \text{при } \varphi_{\max};$$

$$\Delta r_n = \Delta r_w; \Delta r_w + \Delta r_n = \Delta r; \quad \text{при } \varphi_{\text{ср}};$$

$$\Delta r_w = 0; \Delta r_n \rightarrow \max, \quad \Delta r_k = \Delta r_{n\max}; \quad \text{при } \varphi_{\min}.$$

Касательная сила тяги создает горизонтальное и вертикальное напряжения на почву. Тогда сопротивление качению будет равно

$P_f = P_f^G + P_f^{pk}$. От деформаций почвы и шины изменяется радиус качения $\Delta r_n = \Delta r_n^{pk} + \Delta r_w^{pk}$ (рис. 10 в).

При создании касательной силы тяги необходимо брать величину $P_k \cos \alpha$, которая определяет радиус качения при действии тангенциальной деформации шины $\Delta r_w^{P_k \cos \alpha}$ и почвы $\Delta r_n^{P_k \cos \alpha}$. Составляющая $P_k \sin \alpha$ изменяет радиус качения от вертикального сжатия шины $\Delta r_w^{P_k \sin \alpha}$ и почвы $\Delta r_n^{P_k \sin \alpha}$,

$\Delta r_{wn}^{P_k \sin \alpha} = \Delta r_w^{P_k \sin \alpha} + \Delta r_n^{P_k \sin \alpha}$. Таким образом,

$$P_k \cos \alpha = P_{\text{ср}} + P_f = P_{\text{ср}} + P_{fw}^G + \Delta P_{w\text{ср}}^{P_k \sin \alpha} + \Delta P_{n\text{ср}}^{P_k \sin \alpha}. \quad (40)$$

Вертикальные силы, действующие на колесо, определяются выражением $F_s = G + P_k \sin \alpha = G (1 - \varphi_{\text{ср}} \sin \alpha)$.

Выявлены динамические зависимости изменения площади пятна колеса при работе активатора [55].

Будем считать, что большой диаметр эллипса l_0 при регулировании остается постоянным, а изменяется ширина b_0 до l_0 . Тогда, изменяется ширина криволинейной части пятна контакта.

При постоянной сцепной нагрузке агрегата с активатором в зависимости от плотности почвы удельное давление $q_{\text{пл}}$ уменьшается до $q_{\text{н.мин}}$.

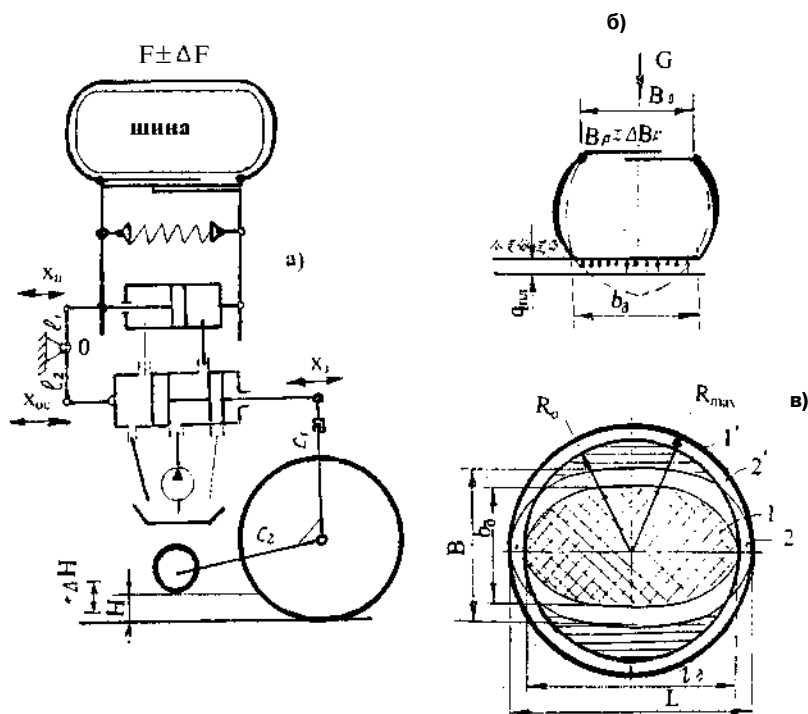


Рис. 11. Схема взаимодействия шины с почвой и геометрическое соотношение площади контакта колеса и удельного давления на почву: а — схема активатора; б — схема взаимодействия шины с почвой; в — геометрическое соотношение площадей; 1 — плоская зона; 2 — криволинейная зона

Где F_p и $F_{кр}$ — площади контакта в плоской и криволинейной зонах эллипса; q_m и q_{cp} — среднее удельное давление в плоской и криволинейной зонах контакта; l_0 и b_0 — длина плоской поверхности и ширина криволинейной части контакта; B и L — ширина и длина криволинейной части контакта при $G = const$; $q_{m1} = K_0 P_w + \xi$; ξ — коэффициент жесткости стенок шины (по известным данным, если P_w регулируется, то $\xi = 0,4 - 0,7$ кг/см³); k_1 — коэффициент, учитывающий неравномерность толщины стенок шины ($k_1 = 0,9 \dots 1,0$); $q_{cp} = q_m \xi$; D_0 — диаметр пятна контакта при максимальном действии активатора ($R_0 \approx l_0$). $F_{кр} = \pi R_{max}^2 - R_0^2$.

Общее уравнение объекта управления и активатора

$$T \frac{dP_k}{dt} + P_k = \kappa x_n;$$

$$x_3 = \kappa_3 (H - x_{oc});$$

$$x_{oc} = \kappa_4 x_n;$$

$$\frac{dx_n}{dt} = \kappa_n x_3;$$

$$\frac{dx_n}{dt} = C x_3;$$

(40)

$$x_n = x_n^u; \quad dF/dt = \kappa x_n;$$

Определив значение G_k для нескольких значений глубины h_p , строим зависимость $h_p = f(\sigma)$, находим l_{ob} , b_o и B , L . По найденным F , и F_o определяем силу сопротивления качению, силу сцепления колеса с почвой, а затем все показатели тягово-сцепных качеств агрегата.

Активатор площади контакта шины с почвой обеспечивает всплытие колеса, уменьшая среднее удельное давление в плоской и криволинейной зонах пятна контакта.

При разработке и анализе объектов управления работой ведущего колеса были использованы координаты гибкого элемента, размещенного между ободом и диском или на тягах навески, перемещения почвозацепов, положения центра масс агрегата и сборочных единиц.

В шестой главе приведена общая методика, программа и результаты экспериментальных исследований МТА и его сборочных единиц. НН, возникающие при выполнении технологических операций, и изменчивость условий работы не позволяют аналитическим путем учесть влияние всех факторов на выходные показатели агрегата. В лабораторно-полевых испытаниях в качестве измерительного комплекса использовалась передвижная тензометрическая лаборатория конструкции ВИСХОМ, дооборудованная дополнительной аппаратурой (8АНЧ-7М, ЭМА, ТОПАЗ-3 и ТОПАЗ-4, порционный расходомер и др.). Наибольшая статистическая погрешность измерений составляла от 1 до 5%.

При изучении режима нагружения дизеля СМД-62 наибольшая амплитуда изменения момента сопротивления на тягах навески получена при плоскорезной обработке почвы (фон - стерня озимой ржи).

При исследованиях выполнены следующие этапы:

- определение скоростного режима агрегата и длины хода неустановившегося движения;

- определение характера нагрузки на крюке;
- измерение моментов от двигателя, распределяемых между ведущими осями, полуосями и технологическими объектами;
- измерение сопротивления передвижению и коэффициентов сцепления шины с почвой;
- определение параметров качения колес агрегатов с колесными формулами 4 x 2, 4 x 4 и 6 x 6;
- определение степени влияния глубины колеи и угла склона на тягово-сцепные свойства и производительность агрегата;
- определение расхода топлива при различных связях приводов ведущих колес и рабочих органов при выполнении технологических операций;
- сравнение показателей разработанного агрегата с базовыми.

Определена длина пути, на котором агрегат достигает установленную скорость движения. На вспашке, культивации, лущении, косовице, посеве и других операциях она находится в пределах от 6 до 12 м. Времени преодоления этого пути составляет в идеальном случае (на стенде) 2...3 с, а в реальных условиях в зависимости от вида агрегата - 10... 12 с. Из-за наличия полосы неустановившегося движения нарушается качество проведения технологических операций, увеличиваются потери урожая и топлива. В условиях Республики Татарстан потери урожая от этого составляют 2,5...3,0 кг/га.

При преодолении полосы неустановившегося движения трактор недогружается на 10...30% от номинального в зависимости от изменения нагрузки. Трактор Т-150К при 20% недогрузке за 1 час работы теряет 20,6 кВт энергии на разгон.

Объект I: Агрегат для подготовки почвы под посев и посева (рис. 12 и 17 а2) позволяет выполнить следующие приемы обработки.

I. Плоскорезное общее рыхление почвы, поверхностная дополнительная полосная обработка почвы на глубину высева семян и посев. Процесс осуществляется при внедрении плоскорезов на глубину рыхления, общего внедрения фрез и сошников. Привод от ВОМ включен.

II. Обычное плоскорезное рыхление почвы. Процесс осуществляется путем подъема верхней рамы относительно рамы плоскореза. ВОМ отключен.

III. Полосное рыхление почвы на глубину посева и посев. Процесс осуществляется путем подъема плоскорезов, внедрения фрез и сошников. ВОМ включен. Производится полосная обработка почвы и посев.

IV. Посев по необработанной почве. Процесс осуществляется путем опускания сошников относительно фрез при поднятых плоскорезах. **ВОМ** отключен.

V. Плоскорезное общее рыхление и посев. Процесс осуществляется путем отключения фрез.



Рис. 12 Агрегат подготовки почвы под посев и посева по А.с. 1230478 и комплекс приборов для экспериментальных исследований: 1 - токосъемники; 2 - путеизмерительное колесо; 3 - стабилизатор напряжения

Для сравнения технологических и энергетических показателей агрегата взяты II и III сочетания приемов обработки. Вариант III по сравнению с вариантом II дает экономию топлива до 9 кг/ч (на 42%). Расход топлива в варианте II при обработке на глубину 22 см составил 21,5 кг/ч. Кроме того, вариант II сохраняет стерню только на 60%, а вариант III - на 95%.

В вариантах с полосной обработкой почвы возникает толкающая трактор сила от фрез. Из-за выполнения ножей фрезы в виде отвала плуга ликвидируется ударная сила и снижается динамическая нагрузка.

Результаты исследований указывают на необходимость внедрения в агрегат самоприспосабливаемого сочетания приемов обработки в зависимости от свойств почвы.

Объект II: МЭС на базе двух тракторов с колесной формулой 4x4.

МЭС позволяет получить четыре схемы компоновок привода ведущих колес от двигателей:

I. Раздельный привод. Каждый двигатель индивидуально работает

на свой ведущий мост, а межколесные дифференциалы не блокированы.

2. Двигатели блокированы, а колеса мостов не блокированы.

3. Двигатели и колеса на своих мостах блокированы.

4. Колеса на своих мостах блокированы, а двигатели не блокированы.

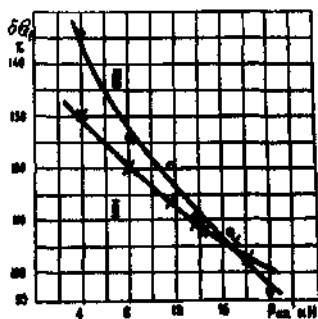


Рис.13. Относительное повышение расхода топлива в зависимости от крутящего усилия (сравнение схем привода 2 и 3 с 1)

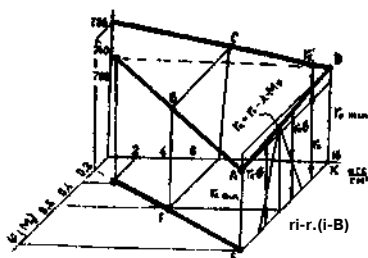


Рис.14. Номограмма для определения теоретического и динамического радиусов качения колеса

При малых значениях $P_{кр}$ относительный расход топлива (рис.13) при сравнении 2 и 3 варианта привода с 1 больше, чем при $P_{кр \text{ макс}}$.

Коэффициенты распределения полного крутящего момента между мостами для трех вариантов на фонах стерня K_c и вспаханное поле $K_{св}$ происходит по линейным зависимостям:

для привода 1 $K_c = 0,38 \dots 0,42$; $K_{св} = 0,3 \dots 0,63$

для привода 2 $K_c = 0,44 \dots 0,61$; $K_{св} = 0,18 \dots 0,38$;

для привода 3 $K_c = 0,29 \dots 0,63$; $K_{св} = 0,38 \dots 0,77$.

Объект III: Ведущее колесо и агрегат с перемещаемым центром масс (ПЦМ).

Исследованы основные характеристики, построена номограмма определения эксплуатационных показателей колеса 11-38" при постоянном давлении в шинах P_w (рис.14). Площадь пятна контакта колес 12-38" изменяется при различных P_w по гиперболической зависимости, а давление наполнения и опорожнения шин при различных

давлениях воздуха, соответственно, по параболической и гиперболической зависимостям.

Время наполнения шины при давлениях $P_{ax} = 0,32$; $P_{ax} = 0,40$; $P_{ax} = 0,45$; $P_{ax} = 0,50$ МПа составляет, соответственно, 45, 33, 20 и 9 с при диаметре вентиля 5,7 мм. Чем выше входное давление и больше диаметр золотника, тем меньше значение постоянного времени.

Изменения нагрузок на колеса при погрузке и разгрузке транспортного технологического агрегата и агрегата с ПЦМ при работе на склоне имеют синусоидальный характер (рис. 15).

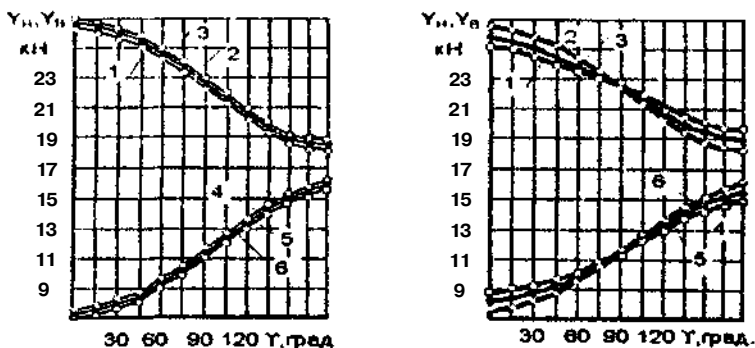


Рис. 15. Зависимости нормальных реакций опорной поверхности почвы на колеса агрегата с ПЦМ от угла поворота ее рамы при различных значениях:

а) высоты ($-o-h_2 = 0,1$ м: 1 - Y_n , 4 - Y_g ; $-●-h_2 = 0,3$ м: 2 - Y_n , 5 - Y_g ; $-|-h_2 = 0,5$ м: 3 - Y_n , 6 - Y_g) б) при различных значениях расстояния центра массы машины от навески a_2 ($-/-a_2 = 2,0$ м: 1 - Y_n , 4 - Y_g ; $-●-a_2 = 2,5$ м: 2 - Y_n , 5 - Y_g ; $-o-a_2 = 3,0$ м: 3 - Y_n , 6 - Y_g).

В целом имеется тенденция роста коэффициента самоприспособляемости (рис. 16), но интенсивность его роста различна.

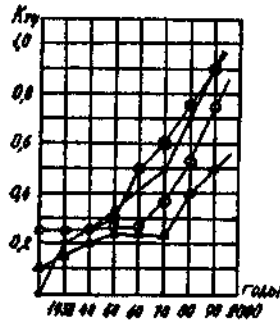
В седьмой главе произведена оценка технической, экономической и социальной эффективности объектов исследований. Приводятся основные принципы построения новых типов мобильных агрегатов.

Технический эффект возникает от управления вариацией нагрузки в рабочих органах и повышения их надежности и долговечности.

Ожидаемый экономический эффект на каждую разработку составляет в среднем 800 тыс. руб. (в ценах 2002 года). Использование одного агрегата в течении года дает следующий эффект:

Рис. 16. Графики изменения коэффициента самоприспособляемости в различных МТА по периодам:

—●— - пахотный;
 —⊙— - зерноуборочный;
 —○— - посевной;
 —△— - подготовки почвы под посев (графики построены на основании патентных исследований)



1. Агрегат подготовки почвы под посев и посева - 49,0 т.р. 2. Силовая передача самоходного сельскохозяйственного комбайна - 41,6 т.р. 3. Многоприводный агрегат 4x4 с двумя двигателями - 44,0 т. р. 4. Агрегат с ПЦМ машины - 56 т.р.

Социальный эффект возникает от сокращения времени выявления технических решений, повышения производительности и улучшения условий труда и жизненного уровня механизатора.

Принципы построения новых типов МТА. Перспективные агрегаты должны дать возможность достижения:

- высокого качества выполнения агротехнических мероприятий;
- высокого уровня технологических и внутренних процессов, протекающих в агрегате, с обязательным контролем скоростных и нагрузочных режимов;
- приема на себя части функций контроля и управления агрегата;
- рационального выбора приема-обработки и типа рабочего органа в зависимости от $P_{кр}$;
- высокого уровня технологической подготовки агрегата и обрабатываемого материала;
- высокого уровня самоприспособляемости агрегата и его СЕ к условиям эксплуатации;
- безопасной работы водителя;
- охраны окружающей среды.

Этими качествами и свойствами обладают агрегаты и с-х машины, приведенные на рисунке 17. Они могут стать базовыми агрегатами для внедрения комплексного управления над технологическими операциями и процессами. Агрегаты (рис.17 а.1, а.3, а.4, 6.1, 6.3, в.2, в.3, в.4), являются с программными управлениями.

Материалы работы могут быть использованы:

- для изучения поведения МТА и их СЕ со свойствами самоприспособляемости к условиям эксплуатации;

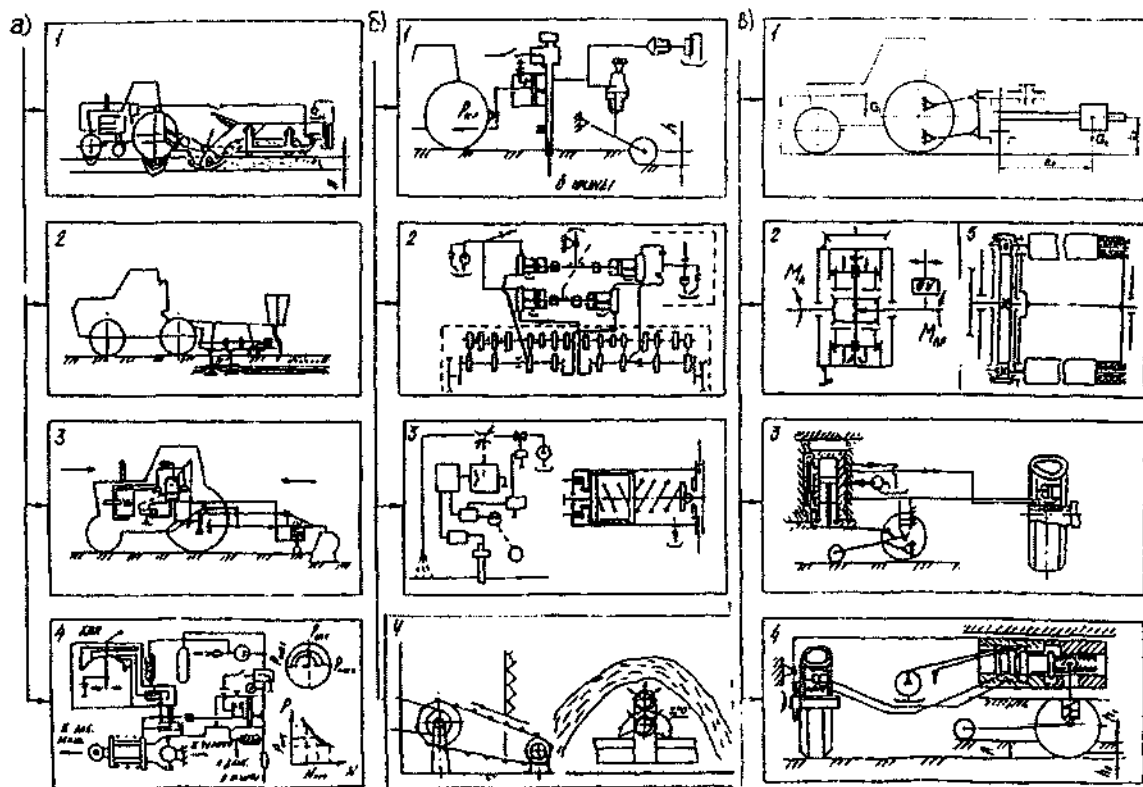


Рис. 17. Способы и средства улучшения динамических качеств афегатов и схемы их работы

- для разработки технических условий выбора оптимальных регулировок и проектировании технологических операций;
- для проектирования новых типов МТА.

Основные выводы и рекомендации

1. Характер нагрузки двигателей является неустойчивым. Нагрузка зависит от плотности, влажности и рельефа почвы, конструкции ходовой части и трансмиссии. Колебания нагрузки на валу двигателя ухудшают индикаторные и эффективные показатели двигателя. Пути снижения вариации нагрузки могут быть созданы новыми технологиями и новыми сельскохозяйственными агрегатами.

2. Для повышения производительности и экономичности МТА их рабочие органы должны самоприспосабливаться к условиям функционирования. Доказана необходимость внедрения в МТА комплексной системы приборного управления. Обоснованы требования к этим системам. Предложены и разработаны пути снижения вариации нагрузок на источнике их возникновения и в процессе трансформации нагрузки от рабочего органа до двигателя.

3. Для оценки эффективности снижения вариации нагрузки введена теоретическая (идеальная) характеристика изменения исследуемых показателей в динамических режимах, так называемая квазидинамическая характеристика. Сравнивая характеристики реального агрегата с теоретическими характеристиками, намечают пути повышения производительности и экономичности.

4. Обоснованы и разработаны оптимизаторы снижения вариации неустойчивых нагрузок непосредственно на источнике возникновения и в процессе ее трансформации до двигателя.

Оптимизаторы первого варианта в технологических операциях и агрегатах обеспечивают снижение коэффициента неравномерности тягового сопротивления до 2 раз за счет уменьшения набросов и сбросов нагрузки, внедрения свойств самоприспосабливаемости рабочих органов (процессов) к условиям эксплуатации. Колебания нагрузки выше номинального значения не доводят до двигателя.

Оптимизаторы второго варианта в процессах сборочных единиц агрегатов и органах их самоприспосабливаемости к условиям эксплуатации обеспечивают:

а) оптимальное соотношение подачи воздуха в цилиндры двигателя и цикловых подач, т.е. получение постоянной мощности при работе двигателя на корректорной ветви характеристики. Тогда корректорная ветвь описывается уравнением регуляторной ветви характеристики;

б) комплексное управление вариацией нагрузки путем автоматического переключения передач с подачей дополнительного воздуха при работе двигателя на корректорной ветви характеристики;

в) рациональное сочетание технологических процессов в одной машине;

г) управление работой привода ведущих колес, площадью контакта шин с почвой и положением сцепной массой сельхозмашины относительно продольной оси трактора.

5. Разработанная физическая, математическая модели и методика оценки отдельных приводов ведущих колес МТА на касательную силу тяги дает возможность повысить запас крутящего момента на 25...35% в зависимости от вида мобильных энергетических средств.

6. Предложены комбинированные агрегаты различных компоновок с возможностями снижения вариации нагрузок, которые обеспечивают:

а) экономию топлива при полосной обработке и посеве до 42%, сохранность стерни при плоскорезной обработке почвы до 60...95%;

б) оптимальное сочетание приводов в двухдвигательном тракторе;

в) повышение тягового КПД при отдельном приводе, при сравнении с приводами, когда двигатели блокированы, а колеса неблокированы и когда двигатели и колеса блокированы, соответственно, на 17,7% и 10,0% (фон стерня);

г) самоблокировку дифференциала свободного хода при повороте со снижением неустановившихся нагрузок в 2 раза.

7. Предложенная технология уборки трав на склоновых землях снижает неустановившуюся нагрузку пропорционально повышению коэффициента рабочих ходов до 0,82 против 0,44 базового агрегата. При этом снижается время одного цикла на 18%, производительность агрегата с перемещаемым центром масс машины повышается на 22,6%.

8. На основе теоретических и экспериментальных исследований путей снижения динамических потерь вытекают следующие конструктивные и эксплуатационные рекомендации:

- при расчете рабочих органов, занятых в процессах обработки материала, необходимо учитывать возможность изменения координат их движения в зависимости от колебаний нагрузки;
- при проектировании комбинированных агрегатов необходимо заложить в основу свойство сочетаемости технологических процессов и средств их реализации в одной машине в зависимости от колебаний нагрузки;
- при проектировании агрегата целесообразно предусмотреть возможность бесступенчатого изменения передаточного отношения в приводе сельхозмашины;

- в процессе эксплуатации МТА при максимальных значениях колебаний нагрузок необходимо повышать тягово-сцепные свойства тракторов путем увеличения гибкости приводов.

9. Теоретические и экспериментальные исследования позволили в комплексе улучшить процессы в сборочных единицах машинно-тракторных агрегатов в зависимости от условий эксплуатации.

10. Годовой экономический эффект от внедрения результатов исследования на один агрегат составляет:

- а) для агрегата подготовки почвы под посев и посева - 49,0 тыс. рублей;
- б) для силовой передача самоходного с-х комбайна - 41,6 тыс. рублей;
- в) для многоприводного трактора с колесной формулой 4x4 с двумя двигателями - 44,0 тыс. рублей;
- г) для агрегата перемещаемым центром масс сельхозмашины 56 тыс. рублей, (в ценах 2002 года).

Основные положения диссертации опубликованы в следующих работах

1. Зимагулов, А.Х. К определению теоретического и динамического радиуса качения пневматического колеса /А.Х. Зимагулов. // Науч. тр. Горьк. СХИ, т. 80. - 1986.- с. 18 - 22.

2. Зимагулов, А.Х. Некоторые вопросы кинематики и динамики трактора 4x4 с двумя двигателями, работающими на различные оси / А.Х. Зимагулов, А.К. Юлдашев //Соверш. экспл. свойств тракторов, автомобилей и двигателей. Науч. тр. Горьк. СХИ, т.71 -1975.-с.3 - 11.

3. Зимагулов, А.Х. Эксплуатационные параметры качения колес 11-38" / А.Х. Зимагулов, А.К. Юлдашев //Соверш. экспл. качеств т-ров. автом. и двигателей, Науч. тр. Горьк.'СХИ, т.81.-1976-с.32-34.

4. Зимагулов, А.Х. Тяговый кпд и мощностной баланс трактора 4x4 с двумя двигателями / А.Х. Зимагулов, А.К. Юлдашев //Вопросы теории и экспл. т-ров и автом. Науч. тр. Пермского СХИ. т. 107.-1974.-с. 112 - 116.

5. Зимагулов, А.Х. Интенсификация работы колесных движителей / /Соверш. экспл. качеств тракторов, автомобилей, двигателей / А.Х. Зимагулов. Науч. тр. Горьковское СХИ. т. 87.-1977.-с.17-21.

6. Зимагулов, А.Х. Способы повышения тягово-сцепных качеств колесных машин / А.Х. Зимагулов, Р.Г. Нуруллин //Соверш. экспл. свойств т-ров, автом. и двигателей. Науч. тр. Горьк, СХИ, т. 146. -1980.- с.78-82.

7. Зимагулов, А.Х. К вопросу автоматизации работы ходовой части тракторов / А.Х. Зимагулов, Р.Г. Нуруллин //Соверш. экспл. свойств т-ров, автом. и двигателей. Науч. тр. Горьк. СХИ, т. 126. -1979.-с.63 - 67.

8. Зимагулов, А.Х. Некоторые вопросы создания привода ведущих колес с самоблокирующимися дифференциалом / А.Х. Зимагулов

//Соверш. экпл. свойств т-ров, автом. и двигателей. Науч. тр. Горьк. СХИ, т. 146. -1980.-с.83 - 87.

9. Зимагулов, А.Х. Повышение тягово-сцепных колесных тракторов / А.Х. Зимагулов, А.К. Юлдашев. - Казань.: Таткнигоиздат, 1975. - 64с.

10. Зимагулов, А.Х. Пути улучшения работы МТА / А.Х. Зимагулов, Д.Ш. Гимадеев. - Казань.: Таткнигоиздат, 1980. - 89 с.

11. Зимагулов, А.Х. Способы регулирования пятна контакта шины с почвой / А.Х. Зимагулов, Р.Г. Нуруллин, И.С. Возовик //Исследования экпл. качеств т-ров и автом. Науч. тр. Горьк. СХИ, т. 155. - 1982.- с.36 - 38.

12. Возовик, И.С. Прогрессивная технология уборки лежащих зернобобовых культур / И.С. Возовик, А.Х. Зимагулов, Р.Г. Нуруллин // Зерновое хозяйство. - 1981. - №7.- с.18-21.

13. Зимагулов, А.Х. Анализ работы дифференциала свободного хода при регулировании давления в шинах на повороте / А.Х. Зимагулов //Анализ работы и пути повышения эффективности использования тракторов и автомобилей с-х производства Предуралья и Поволжья.Сб. науч. тр. Горьк. СХИ. - 1983. - с.17 - 21.

14. Возовик, И.С. Качество технологического процесса при неустановившихся режимах работы МТА / И.С. Возовик А.Х. Зимагулов. //Исследование двигателей с-х машин в динамических режимах. Труды всесоюзного семинара. - Казань. - 1984.- с. 40 - 42.

15. Зимагулов, А.Х. Снижение изменчивости сопротивления агрегата / А.Х. Зимагулов //Соверш. конструкций с-х техники. Науч. тр. Горьк. СХИ. - 1984.- с.3 - 5.

16. Зимагулов, А.Х. Методы улучшения эксплуатационных показателей ДВС СХА / А.Х. Зимагулов //Улучшение экпл. качеств автом. Науч. тр. Горьк. СХИ.-1984.- с.28 - 32.

17. Зимагулов, А.Х. К вопросу стабилизации процессов в отдельных элементах двигателя при различных режимах нагрузки / А.Х. Зимагулов //Исслед. ДВС с-х машин в динамических режимах. Труды всесоюзного семинара. - Казань. - 1984.- с.50 - 52.

18. Зимагулов, А.Х. Некоторые вопросы качения и взаимодействия колеса с почвой / А.Х. Зимагулов //Улучшение эксплуатационных качеств тракторов и автомобилей: Сб.науч.тр. Нижегородский с-х ин-т. Н. Новгород. - 1993.- с.28 - 36.

19. Зимагулов А.Х. Использование эластомеров в ДВС / А.Х. Зимагулов, Р.Г. Нуруллин //Улучшение эксплуатационных качеств

тракторов и автомобилей; Сб. науч. тр. Нижегородский с-х ин-т. - Н. Новгород. - 1993.- с. 14- 16.

20. Зимагулов, А.Х. Этапы исследований управляемых процессов в сельскохозяйственных агрегатах при неустановившихся нагрузках и их функциональные схемы / А.Х. Зимагулов. //Журн. Нива Татарстан, 2001.- № 6. -сб.

21. Зимагулов, А.Х. Способы улучшения эксплуатационных свойств с-х агрегатов / А.Х. Зимагулов - Казань. Каз. ГСХА, 1997.- с.85 - 90.

22. Юлдашев А.К. Повышение эффективности функционирования ДВС мобильного агрегата при неустановившихся нагрузках / А.К. Юлдашев, А.Х. Зимагулов. Труды VI Международного научно-практического семинара. - Владимир.: Владимир. ГТУ, 1997. - 2с.

23. Зимагулов, А.Х. Самоорганизующее устройство для автоматического регулирования СХА в продольно-вертикальной плоскости / А.Х. Зимагулов. - Труды Академии Наук Республики Татарстан, 1999.- с.25 - 28.

24. Зимагулов, А.Х. Пути снижения динамических потерь в с-х агрегатах при выполнении технологических операций / А.Х. Зимагулов, А.К. Юлдашев // Проблемы механизации с-х. Науч. тр. Каз. ГСХА, - 2000. - с. 103- 114.

25. Ас. 463554 СССР, МКИ¹ В 60 С 23/00. А 01 В 69/04 Устройство для автоматического регулирования давления пневматических шин /А.Х. Зимагулов, Р.З. Гатауллин. 1975, БИ№10.

26. А.с.725916 СССР, МКИ² В 60 К 17/20. Самоблокирующийся дифференциал /А.Х. Зимагулов, Д.Ш. Гимадеев. 1980, БИ №13.

27. А.с.870208 СССР, МКИ² В 60 К 17/20. Дифференциал транспортного средства /А.Х. Зимагулов, Д.Ш. Гимадеев. 1981, БИ №37.

28. А.с. 791560 СССР, МКИ³ В 60 С 23/00. F 02 D 33/02. Способ регулирования тягового усилия /А.Х. Зимагулов. 1980, БИ №48.

29. А.с. 974952 СССР, МКИ³ А 01 С 7/00. Способ управления работой сеялки /А.Х. Зимагулов, И.С. Возовик, Г.А. Зимагулова. 1982. БИ №43.

30. А.с. 1107769 СССР, МКИ³ А 01 В 63/12. Почвообрабатывающее орудие /А.Х. Зимагулов, Г.А. Зимагулова, А.С. Халилова. 1984, БИ №30.

31. А.с. 1130173 СССР, МКИ² А 01 В 15/16. Корпус плуга /А.Х. Зимагулов, Ф.Г. Гайнутдинов. 1984. БИ№47.

32. А.с. 1168108 СССР, МКИ³ А 01 В 15/04. Почвообрабатывающий агрегат / А.Х. Зимагулов, Ф.Г. Гайнутдинов. 1985. БИ № 27.

33. А.с. 1230478 СССР, МКИ³ А 01 В 49/06. Устройство для подготовки почвы и посева /А.Х. Зимагулов, Г.Г. Булгариев, Г.А. Зимагулова. 1986. БИ № 18

34. А.с. 1194300 СССР, МКИ³ А 01 В 63/112. Сельскохозяйственный агрегат /А.Х. Зимагулов, Ш.С. Исмагилов. 1986. БИ № 12

35. А.с. 1230873 СССР, МКИ³ В 60 К 17/00. Силовая передача самоходного с-х комбайна /А.Х. Зимагулов, Р.Р. Камалиев, К.Н. Штубов. 1986, БИ № 18.

36. А.с. 1172753 СССР, МКИ³ В 60 С 23/00. Устройство для регулирования тяговых качеств пневмоколесного транспортного средства с ДВС /А.Х. Зимагулов, Г.А. Зимагулова. 1986. БИ № 30

37. А.с. 1220947 СССР, МКИ³ В 60 К 17/20. Ведущий мост транспортного средства /А.Х. Зимагулов, Г.А. Зимагулова. 1986, БИ № 12.

38. А.с. 1168438 СССР, МКИ³ В 60 К 17/06. Реверсивная коробка передач /А.Х. Зимагулов, Р.Р. Камалиев, К.Н. Штубов. 1985, БИ № 27.

39. А.с. 1273757 СССР, МКИ³ G 01 L 3/27. Устройство для контроля загрузки двигателя тягача /А.Х. Зимагулов. 1986, БИ № 44.

40. А.с. 1251140 СССР, МКИ³ В 07 С 5/00. Устройство для контроля работы транспортного средства /А.Х. Зимагулов, Г.Г. Булгариев. 1986, БИ № 30.

41. А.с. 1364496 СССР, МКИ³ В 60 К 41/00. Устройство управления тяговым режимом тягача с прицепной с-х машиной /А.Х. Зимагулов, Г.Г. Булгариев. 1988 БИ № 1.

42. А.с. 1181906 СССР, МКИ³ В 60 К 17/20. Самоблокирующийся дифференциал повышенного трения /А.Х. Зимагулов, Г.А. Зимагулова. 1985, БИ № 36.

43. А.с. 1331673 СССР, МКИ³ В 60 К 17/20. Система блокировки дифференциалов транспортного средства /А.Х. Зимагулов, Т.Б. Исламов. 1987, БИ № 31.

44. А.с. 1382421 СССР, МКИ³ А 01 С 7/00. Устройство для управления работой посевного агрегата / А.Х. Зимагулов, И.С. Возовик, Г.А. Зимагулова. 1988, БИ № 11.

45. А.с. 1333807. СССР, МКИ³ F 02 F 3/00. Поршень с регулируемой юбкой. /А.Х. Зимагулов, Г.А. Зимагулова. 1987, БИ №32.
46. А.с. 1353896 СССР, МКИ³ F 01 M 1/16. F 02 D 5/00. Система смазки ДВС с корректором, регулятора топливного насоса /А.Х. Зимагулов, Р.Ш. Сагдеев, Р.Р. Юнусов, Г.А. Зимагулова. 1988, БИ № 43.
47. А.с. 1364767 СССР, МКИ³ F 02 M 51/00. Топливная система /А.Х. Зимагулов. 1988, БИ № 1.
48. А.с. 1340643 СССР, МКИ³ A 01 D 91/04. Способ диссекции сельскохозяйственных культур /А.Х. Зимагулов, И.С. Возовик, А.В. Матяшин. 1987, БИ №36.
49. А.с. 1466672 СССР, МКИ³ A 01 B 49/00. Комбинированная почвообрабатывающая машина /А.Х. Зимагулов, Р.Р. Камалиев, Ю.В. Якимов. 1989, БИ №11.
50. А.с. 1568899 СССР, МКИ³ A 01 B 11/00, 63/112. Агрегат для обработки почвы /А.Х. Зимагулов, Р.Р. Юнусов. 1990, БИ №21.
51. А.с. 1687464 СССР, МКИ³ B 60 B 15/26. Устройство для повышения проходимости транспортного средства /А.Х. Зимагулов, Р.Г. Нуруллин, Х.Х. Матеев. 1991, БИ №40.
52. А.с. 1785921 СССР, МКИ³ B 60 K 17/20. Ведущий мост транспортного средства Татарстан /А.Х. Зимагулов, А.В. Капитонов, Т.А. Зимагулов. 1993, БИ №1
53. П. 2045437 РФ, МКИ³ B 60 K 7/20. B 62 D 37/00. Трактор для работы на склоне /А.Х. Зимагулов, Р.Г. Нуруллин, Н.В. Амиров. БИ 1995. № 28.
54. Пат. 2081004 РФ, МКИ³ B 60 B 27/00. Агрегат с навесным оборудованием /А.Х. Зимагулов, Р.Г. Нуруллин, И.З. Габдрахимов. 1997, БИ №16.
55. А.с. 1154825 СССР, МКИ³ B 60 C 23/00. Устройство для автоматического регулирования площади контакта шины с фунтом /А.Х. Зимагулов, Г.А. Зимагулова. 1985. БИ № 15.
56. Пат. 2049677 РФ, МКИ³ B 62 D 37/04. B 62 D 55/00. Трактор /А.Х. Зимагулов, Р.Г. Нуруллин, Р.К. Ильдарханов. 1999, БИ №34.
57. А.с. 1458612 СССР, МКИ³ F 01 M 1/16. Система смазки ДВС /А.Х. Зимагулов, Р.Р. Юнусов. 1989, БИ №6.
58. Зимагулов, А. Х. Новая технология подготовки почвы и посева /А.Х. Зимагулов//Тракторы и сельхозмашины. –2003. -№ 4.- с. 16-17.

59. Зимагулов, А. Х. Требования к тяговым МЭС для выполнения технологических операций / А.Х. Зимагулов, Р.Г. Нуруллин // Тракторы и сельхозмашины. - 2003. - № 4.- с. 22 -23.